

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 11-348757
(43)Date of publication of application : 21.12.1999

(51)Int.Cl.

B60T 8/58

(21)Application number : 10-163804
(22)Date of filing : 11.06.1998

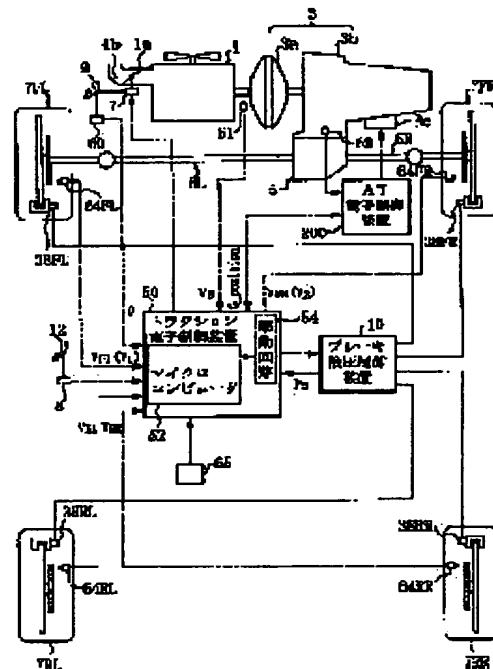
(71)Applicant : MITSUBISHI ELECTRIC CORP
(72)Inventor : YAMAMOTO HIROAKI

(54) TRACTION CONTROL DEVICE FOR VEHICLE

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To prevent the vibration of a car body from being generated by a hunting phenomenon, by providing a fluid pressure determining means which determines an output adjusting fluid pressure by providing a lower limit value prescribed value smaller than a maximum value, and correcting a fluid pressure adjusting amount so as to prevent an estimated fluid pressure from decreasing to this lower limit value or less.

SOLUTION: A traction electronic control device 50 comprises a microcomputer 52 and a drive circuit 54. An engine is controlled so as to conform a mean value of right/left target rotational speeds to a mean value of an actual rotational speed of right/left drive wheels by driving a throttle drive mechanism 7 of the engine to adjust its output. A brake fluid pressure is controlled independently of the right/left so as to conform a target rotational speed of the right/left drive wheels to the actual rotational speed by adjusting the brake pressure of the right/left drive wheels. Limiting of a lower limit value prescribed value smaller than a maximum value of estimated brake fluid pressure is executed for a prescribed time. A speed difference between the right/left drive wheels is converged by performing brake force control following a target drive wheel speed to suppress a hunting phenomenon.



* NOTICES *

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1]A slip over a road surface of a right-and-left driving wheel generated at the time of start of vehicles characterized by comprising the following or acceleration is detected, A traction controller which controls brake fluid pressure over said driving wheel to right-and-left independence at a state of application of pressure, decompression or maintenance either, and controlled a slip of said driving wheel based on this detection result.

A target value generating means which generates independently a desired value of the speed of drive wheel higher than body speed to each of a driving wheel on either side.

A fluid pressure calculating means which calculates correction driving force for decreasing an absolute value of this deviation based on a deviation of a desired value of said speed of drive wheel, and the actual speed of drive wheel, and calculates a part for fluid pressure increase and decrease for adjusting brake fluid pressure based on this correction driving force further.

A maximal value detection means to presume said brake fluid pressure and to detect the maximal value of presumed fluid pressure.

a value more nearly predetermined than said maximal value — a fluid pressure determination means to provide a small lower limit, to correct a part for said fluid pressure increase and decrease so that said presumed fluid pressure may not become below this lower limit, and to determine the output increase and decrease of fluid pressure.

[Claim 2]The traction controller for vehicles according to claim 1 characterized by changing a difference of said maximal value and said lower limit based on an absolute value of a difference of average value of the speed of drive wheel of said right and left, and average value of a desired value of the speed of drive wheel of a driving wheel of said right and left.

[Claim 3]The traction controller for vehicles according to claim 1 if said maximal value determination means passes [the state where a part for said fluid pressure increase and decrease is not updated] beyond in predetermined time, wherein it will make presumed fluid pressure at that time the maximal value of presumed fluid pressure.

[Claim 4]The traction controller for vehicles according to claim 1 making said predetermined time into time longer than a half cycle of resonance frequency of a power transmission system from an engine to said driving wheel.

[Translation done.]

* NOTICES *

JPO and INPI are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Field of the Invention] This invention relates to the traction controller for vehicles which controls start of a right-and-left driving wheel and the slip at the time of acceleration.

[0002]

[Description of the Prior Art] It is effective on safety, such as preventing spin, when obtaining the impelling force of vehicles effectively, to prevent the slip over the road surface of a driving wheel from becoming excessive. And what is necessary is just to make the net driving torque of the driving wheel leading to a slip decrease, in order to prevent the slip of a driving wheel. What is depended for adjusting only a braking effort to adjustment of net driving torque, and the thing which uses together adjustment of engine generating torque and adjustment of a braking effort are illustrated as what performs this kind of traction control is indicated, for example by the conventional technology of Patent Gazette No. 2502982.

[0003]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] By the way, if related with control of the brake fluid pressure over a driving wheel, will detect to which speed region driving wheel velocity belongs now by classifying the wheel speed of a driving wheel into two or more speed regions by setting out of two or more thresholds which generally related to body speed, and. It detects whether this driving wheel velocity is in an acceleration state, or it is in a deceleration state, and, usually control of the application of pressure of brake fluid pressure to that driving wheel, decompression, and maintenance is performed based on these detection results. However, in the conventional control device which is dependent on the action of such a driving wheel, and pressurizes, decompresses and holds brake fluid pressure, Since the driving wheel on either side is connected via the differential gear, by changing brake fluid pressure, Since the hunting phenomena that another side will accelerate suddenly would arise and the big speed difference would occur for a short time repeatedly between driving wheels on either side if one side slows down suddenly, the technical problem that vibration occurred was into the body.

[0004] This invention is made in order to solve the technical problem like **** in the conventional traction controller, and it is a thing.

The purpose is to provide the traction controller for vehicles which can prevent vibration of the body produced according to the above hunting phenomena.

[0005]

[Means for Solving the Problem] This invention a traction controller for vehicles of this invention, A slip over a road surface of a right-and-left driving wheel generated at the time of start of vehicles or acceleration is detected, Based on a detection result, a traction controller which controls brake fluid pressure over a driving wheel to right-and-left independence at a state of application of pressure, decompression or maintenance either, and controlled a slip of a driving wheel is characterized by comprising the following:

A target value generating means which generates independently a desired value of the speed of drive wheel higher than body speed to each of a driving wheel on either side.

A fluid pressure calculating means which calculates correction driving force for decreasing an absolute value of a deviation based on a deviation of a desired value of the speed of drive wheel, and the actual speed of drive wheel, and calculates a part for fluid pressure increase and decrease for adjusting brake fluid pressure based on correction driving force further.

A maximal value detection means to presume brake fluid pressure and to detect the maximal value of presumed fluid pressure.

a value more nearly predetermined than the maximal value — a fluid pressure determination means to provide a small lower limit, to correct a part for fluid pressure increase and decrease so that presumed fluid pressure may not become below this lower limit, and to determine the output increase and decrease of fluid pressure.

[0006] A difference of the maximal value and a lower limit is changed based on an absolute value of a difference of average value of the speed of drive wheel of said right and left, and average value of a desired value of the speed of drive wheel of a driving wheel on either side.

[0007] Said maximal value determination means will make presumed fluid pressure at that time the maximal value of presumed fluid pressure, if the state where a part for fluid pressure increase and decrease is not updated passes

beyond in predetermined time.

[0008]Said predetermined time was made into time longer than a half cycle of resonance frequency of a power transmission system from an engine to said driving wheel.

[0009]

[Embodiment of the Invention]This invention is explained in detail about Embodiment 1, referring to the figure of attachment below in embodiment 1. Drawing 1 is a figure showing the composition of the whole front-wheel drive type vehicles with which the traction controller by this invention is applied. As shown in drawing 1, in front-wheel 7floor line on either side and 7FR, in these vehicles, a driving wheel, rear wheel 7RL on either side, and 7RR are with a coupled driving wheel. The driving torque of the engine 1 carried in the car body front is transmitted to front-wheel 7floor line on either side and 7FR via the differential gear 5 and the front wheel drive shafts 6L and 6R on either side from the automatic transmission 3 (AT is called below) containing the torque converter 3a, the epicyclic gear type change gear mechanism 3b, and the gear change hydraulic controlling device 3c.

[0010]The throttle valve 1a connected with the inlet pipe 1b of the engine 1 so that the accelerator pedal 9 might be interlocked with is allocated. It has the throttle opening sensor 60 which detects the opening theta of the throttle valve 1a, and the engine rotation speed sensor 61 for detecting the output rotation speed of the engine 1 around engine 1. It has wheel speed sensor 64floor line for detecting the revolving speed of each wheel, 64FR, 64RL and 64RR, wheel-cylinder 38floor line which is a hydraulic actuator for adjusting the braking effort of each wheel, 38FR and 38RL, and 38RR around each wheel.

[0011]The traction electronic control 50 comprises the microcomputer 52 and the drive circuit 54. Although the microcomputer 52 is not shown in drawing 1 in detail. For example, it may be a thing of general composition of that have a central processing unit (CPU), lead on-memory (ROM), random access memory (RAM), and an input/output port device, and these were mutually connected by the common bus of bidirection.

[0012]To the input/output port device of the microcomputer 52. The accelerator pedal position Ap detected with the accelerator pedal position sensing device 60. It is detected by engine-speed VE, wheel speed sensor 64floor line - 64RR which are detected with the engine rotation speed sensor 61, Signal VFL-VRR which shows the wheel speed of a right-and-left front wheel and a right-and-left rear wheel, respectively, Signal Pa which shows the pressure in the accumulator 36 detected with the signal delta and the pressure sensor 66 in which the steering angle detected with the steering angle sensor 65 is shown, And brake signal SB (it breaks in by SB=1 and is a non-treading-in state at SB=0) of the brake switch 8 interlocked and turned on and off is inputted into the brake pedal 12. Throttle opening adjusted power is carried out to the throttle drive mechanism 7.

[0013]ROM of the microcomputer 52, Have memorized below-mentioned flows of control and map, and CPU based on the parameter detected by above-mentioned various sensors, Like the after-mentioned, perform various operations, drive the engine throttle drive mechanism 7, and an engine output is adjusted, It calculates, respectively about the driving wheel of right and left [the target rotational speed Vti as a desired value of the speed of drive wheel higher than body speed], and engine control is carried out so that the average value of the target rotational speed Vti on either side and the average value of the actual revolving speed Vi of a driving wheel on either side may be in agreement. And the brake fluid pressure of a right-and-left driving wheel is adjusted, and brake hydraulic pressure control is carried out by right-and-left independence so that the target rotational speed Vti on either side and the actual rotating speed Vi of the driving wheel Vi (it expresses with the suffix i below, and left driving wheels are expressed with i= 1, and the right driving wheel is expressed with i= 2) may be in agreement.

[0014]If the difference (= deviation) of one of the target rotational speed Vti and the actual rotating speeds Vi becomes larger than a predetermined value, traction control will be independently started about a driving wheel on either side, and traction control will be ended if both slips of the right-and-left driving wheel to a road surface become below a predetermined value. Traction control is ended shortly after the brake switch 8 operates.

[0015]Drawing 2 is a figure showing the composition of brake mechanism roughly. The brake mechanism 10 is provided with the master cylinder 14 which answers treading-in operation of the brake pedal 12 by a driver, and feeds brake oil from the 1st port 14a and 2nd port 14b in drawing 2. The 1st port 14a is connected to the braking hydraulic control devices 18 and 20 for right-and-left front wheels by the brake-hydraulic-pressure-control lead pipe 16 for front wheels, and the 2nd port 14b, It is connected to the braking hydraulic control devices 26 and 28 for right-and-left rear wheels by the brake-hydraulic-pressure-control lead pipe 24 for rear wheels which has the proportional valve 22 on the way.

[0016]The brake mechanism 10 pumped up the brake oil ****(ed) by the reservoir 30, and is provided with the lubricating oil pump 34 supplied to the high pressure pipeline 32 as high-pressure oil. The high pressure pipeline 32 is connected to each braking hydraulic control devices 18, 20, 26, and 28, and the accumulator 36 is connected to the middle.

[0017]Each braking hydraulic control devices 18, 20, 26, and 28, Wheel-cylinder 38floor line which controls the braking effort over the wheel corresponding to each, 38FR, 38RL, 38RR, electromagnetic 3 port 2 position change type control valve 40floor line, It has 40FR, 40RL, 40RR, electromagnetic normally open type opening and closing valve 44floor line provided between the low-pressure lead pipe 42 and the high pressure pipeline 32 which were connected to the reservoir 30, 44FR, 44RL, 44RR and electromagnetic normally closed type opening and closing valve 46floor line, 46FR, 46RL, and 46RR.

[0018]The high pressure pipeline 32 which connects between opening and closing valve 44floor line, 44FR, 44RL, 44RR, and opening and closing valve 46floor lines, 46FR, 46RL and 46RR, respectively is connected to control valve 40floor line, 40FR, 40RL, and 40RR by connection lead pipe 48floor line, 48FR, 48RL, and 48RR. Although wheel-

cylinder 38floor line, 38FR, 38RL, and 38RR are indicated also to drawing 2 on account of explanation, a actual fixing point is a position shown in drawing 1.

[0019]When it changes in the 1st position and 2nd position and is in the 1st position, control valve 40floor line and 40FR, Open the brake-hydraulic-pressure-control lead pipe 16, wheel-cylinder 38floor line, and 38FR for front wheels for free passage, respectively, and. When wheel-cylinder 38floor line, 38FR and connection lead pipe 48floor line, and 48FR are intercepted (position of a graphic display) and it is in the 2nd position, The brake-hydraulic-pressure-control lead pipe 16, wheel-cylinder 38floor line, and 38FR are intercepted, and wheel-cylinder 38floor line, 38FR and connection lead pipe 48floor line, and 48FR are opened for free passage.

[0020]Similarly, when it is in the 1st position, control valve 40RL and 40RR, Although the brake-hydraulic-pressure-control lead pipe 24, wheel-cylinder 38RL, and 38RR for rear wheels are opened for free passage, respectively and wheel-cylinder 38RL, 38RR and connection lead pipe 48RL, and 48RR are intercepted, When it is in the 2nd position, the brake-hydraulic-pressure-control lead pipe 24, wheel-cylinder 38RL, and 38RR are intercepted, and wheel-cylinder 38RL, 38RR and connection lead pipe 48RL, and 48RR are opened for free passage.

[0021]Therefore, when control valve 40floor line, 40FR, 40RL, and 40RR are in the 1st position, By breaking in the brake pedal 12, the pressure generated in the brake oil in the master cylinder 14 is transmitted to wheel-cylinder 38floor line, 38FR, 38RL, and 38RR, and the braking effort according to the treading strength of the brake pedal can be acquired.

[0022]When control valve 40floor line, 40FR, 40RL, and 40RR are in the 2nd position, opening and closing valve 44floor line, 44FR, 44RL, and 44RR are controlled by the opened state, and. When opening and closing valve 46floor line, 46FR, 46RL, and 46RR are controlled by the closed state (state of a graphic display), wheel-cylinder 38floor line, 38FR, 38RL, and 38RR, It is open for free passage with the high pressure pipeline 32 via control valve 40floor line, 40FR, 40RL, 40RR and connection lead pipe 48floor line, 48FR, 48RL, and 48RR, and, thereby, ****s the pressure in a wheel cylinder.

[0023]On the contrary, in the 2nd position **** situation, opening and closing valve 44floor line, 44FR, 44RL, and 44RR are closed, and control valve 40floor line, 40FR, 40RL, and 40RR. When opening and closing valve 46floor line, 46FR, 46RL, and 46RR are opened, wheel-cylinder 38floor line, 38FR, 38RL, and 38RR, It is open for free passage with the low-pressure lead pipe 42 via control valve 40floor line, 40FR, 40RL, 40RR and connection lead pipe 48floor line, 48FR, 48RL, and 48RR, and, thereby, the pressure in a wheel cylinder is decompressed.

[0024]In the situation which has control valve 40floor line, 40FR, 40RL, and 40RR in the 2nd position, If both opening and closing valve 44floor line, 44FR, 44RL, 44RR, opening and closing valve 46floor line, 46FR, 46RL, and 46RR are closed, Any of the high pressure pipeline 32 and the low-pressure lead pipe 42 are intercepted, and, thereby, as for wheel-cylinder 38floor line, 38FR, 38RL, and 38RR, the pressure in wheel-cylinder 38floor line, 38FR, 38RL, and 38RR is held as it is.

[0025]As mentioned above, the brake mechanism 10 generates the braking effort according to the amount of treading in of the brake pedal 12 by a driver by wheel-cylinder 38floor line, 38FR, 38RL, and 38RR, when control valve 40floor line, 40FR, 40RL, and 40RR are in the 1st position, but. When it is in the 2nd position any of control valve 40floor line, 40FR, 40RL, and 40RR they are, The braking effort of the wheel can be controlled now irrespective of the braking effort of the amount of treading in of the brake pedal 12, and other wheels by carrying out opening and closing control of opening and closing valve 44floor line of the wheel concerned, 44FR, 44RL, 44RR and opening and closing valve 46floor line, 46FR, 46RL, and the 46RR.

[0026]In order to drive the pump 34 and to change a hydraulic circuit to traction control as start processing of traction control with the traction electronic control 50, opening and closing valve 44floor line and 44FR are driven, and control valve 40floor line and 40FR are also driven. In order to suppose un-driving the pump 34 and to return a hydraulic circuit to normal as end processing of traction control, it supposes un-driving opening and closing valve 46floor line and 46FR, supposes un-driving control valve 40floor line and 40FR, and suppose also un-driving opening and closing valve 44floor line and 44FR continuously. Control valve 40floor line under traction control, 40FR, 40RL, 40RR, opening and closing valve 44floor line, 44FR, 44RL, 44RR and opening and closing valve 46floor line, 46FR, 46RL, and 46RR are controlled by the traction electronic control 50 to explain in detail later.

[0027]Next, with reference to the flow chart shown in drawing 3, the details of the brake hydraulic pressure control concerning this embodiment of the invention 1 are explained. Drawing 3 is a flow chart which shows roughly the control content of the traction controller for vehicles concerning this embodiment of the invention 1. Closing of the ignition switch which is not illustrated begins and repeat execution of the control by the flow chart shown in drawing 3 is carried out for every predetermined time.

[0028]In the following explanation, drawing 4 thru/or drawing 6 other than drawing 3 is used. It is a flow chart which shows in detail the contents of Step S60 of the flow chart which shows drawing 3 drawing 4 here. Drawing 5 is a flow chart which shows in detail the contents of processing of Step S110 of the flow chart shown in drawing 3.

Drawing 6 is a characteristic figure which illustrates the ratio of front wheel speed to body speed, and the relation of a steering angle. Drawing 7 is a characteristic figure which illustrates the fluid pressure, the volume, and the relation to a system including a wheel cylinder and its piping. Drawing 8 is a characteristic figure which illustrates the relation between the velocity ratio of a torque converter, a torque ratio, and a coefficient of electrostatic capacity. Drawing 9 is a characteristic figure showing the relation of predetermined value DP to the average value of the speed of drive wheel on either side.

[0029]First, in drawing 3, reading of the signal which each sensor mentioned above detects, and signals transmitted from the AT electronic control 200, such as gear ratio signal G_position, is performed at Step S10. In Step S20, the

target wheel speed V_{ti} of right-and-left independence calculates with the microcomputer 52 as a target value generating means according to a following formula (1). As mentioned above, the suffix i expresses left driving wheels with $i=1$, and it expresses the right driving wheel with $i=2$.

$$V_{ti} = \text{MAX} \{ VB - g(\delta) / (1 - \lambda_{dad}), V_{tmin} \} \quad (1)$$

Here, VB is the vehicle speed and is expressed as average value $=(V_{RL}+V_{RR})/2$ of *****. λ_{dad} is a target slip rate and a numerical example is $\lambda_{dad}=0.2$. $g(\delta)$ is a ratio to the vehicle speed of an inside-and-outside front wheel when steered, and is the characteristic as shown in drawing 6 decided by the function of the steering angle δ in the almost geometric shape of vehicles. $\text{MAX} \{ x, y \}$ — either among the arguments x and y — the function as which the larger one is chosen is expressed and it is made for V_{ti} to have a value more than fixed also with the value with VB near zero

[0030] In Step S30, the deviation E of the target wheel speed V_{ti} and the real wheel speed V_i performs the operation defined by the following formula (2).

$$E_i = V_i - V_{ti} \quad (2)$$

[0031] In Step S40, correction braking effort ΔY_i for coinciding V_i with V_{ti} based on the deviation E_i is calculated according to a following formula (3).

$$\Delta Y_i = K_I * E_i + K_P * (E_i - E_{li}) + T_D * (V_i - V_{li}) + \Delta Y_{li} \quad (3)$$

Here, E_i , V_i , and ΔY_{li} are the values corresponding to E_i and V_i which were calculated in the last processing, respectively, and ΔY_i , and K_I , K_P , and T_D express the constant of weighting, respectively.

[0032] In Step S50, the upper limit Y_{UPPER} of the braking effort Y_i is calculated. The driving force T_d is first calculated with a following formula (4).

$$T_d = G_j K_t K_c (V_E)^2 \quad (4)$$

Here, the moderating ratio from the output of the torque converter 3a in case the gear ratio of G_j is j to a driving wheel, torque ratio K_t , and the coefficient of electrostatic capacity K_c are the characteristics of the torque converter shown in drawing 8, and calculate the velocity ratio e here with a following formula (5).

$$e = V_E / \{ 0.5(V_1 + V_2)G_j \} \quad (5)$$

[0033] In the vehicles under acceleration, the relation between the driving wheel braking effort Y , the driving wheel driving force T_d , and the vehicles acceleration α can be approximated with a following formula (6), if the acceleration paragraph of a driving wheel is disregarded.

$$Y_1 + Y_2 = T_d - M \{ \alpha + g(\sin \beta + \mu_r) \} / r \quad (6)$$

Here, as for the mass of vehicles, and r , gravitational acceleration and β of a tire effective radius and g are [M] a road grade and μ_r tire rolling-resistance coefficient. Vehicles acceleration α is made into the time differentiation value of the average value of right-and-left coupled driving wheel speed, and is computed. Although the road grade β is unknown, The maximum ** value of $g(\sin \beta + \mu_r)$ shall be 0.1 g , the braking effort ratio of a right-and-left driving wheel is set to $Y_1/Y_2=0.5$, the braking effort upper limit Y_{UPPER} is computed with a following formula (7), and when this upper limit cannot finish pressing down a driving wheel slip, either, what is called adaptive control of enlarging upper limit temporarily is performed. Since it can express with ** (value of this sensor) $\alpha + g \sin \beta$ if there is a vehicles order acceleration sensor, higher-precision braking effort upper limit can be set up.

$$Y_{UPPER} = [T_d - M(\alpha + 0.1g)/r] / 2 \quad (7)$$

[0034] In Step S60, in order to obtain correction braking effort ΔY_i calculated at Step S40, the pulse width T_{Pi} which is time (pulse width) to drive opening and closing valve 44floor line or 46floor line, 44FR, or 46RR is calculated. Drawing 4 is a flow chart which shows the control content in Step S60. In drawing 4, at Step S61, confirm whether the absolute value of ΔY_i is more than minimum value ΔY_{min} from the limit of a corresponding movement of an opening and closing valve, and if the absolute value of ΔY_i is less than ΔY_{min} , A flow advances to Step S76, and if the absolute value of ΔY_i is more than ΔY_{min} , a flow will advance to Step S65. In Step S65, it changes into ΔY_i (in this case, ****ed part) P_i as a part for fluid pressure increase and decrease of wheel cylinder pressure by setting to $\Delta Y_{li}=0$ ΔY_{li} which is a part for the transfer to next time, and **(ing) correction braking effort ΔY_i by what is called brake effect coefficient K_B . Step S30 and control management in 40, 50, and 60 are carried out to a fluid pressure calculating means.

[0035] next, it corresponds to boost part ΔP_i from characteristic [of volume] $f(P)$ to the fluid pressure of the break system shown in drawing 8 — increase — volume ΔQ_i being calculated and for the following calculations, After assigning the value of P_i to P_{li} , the value of P_i is updated to $P_i + \Delta P_i$ ($P_i = P_{li} + \Delta P_i$), the same update process is performed also about Y_i ($Y_i = Y_{li} + \Delta Y_i$), and a flow shifts to Step S70.

[0036] In Step S70, it is judged whether $Y_i < Y_{UPPER}$ is materialized between the braking effort Y_i and its upper limit Y_{UPPER} , and it is judged at Step S72 whether $Y_i > K_B - P_{LOWER}$ is materialized between the braking effort Y_i and its lower limit $K_B - P_{LOWER}$. That is, in these steps, it will be confirmed whether be between the braking effort Y_i , and its upper limit Y_{UPPER} and lower limit $K_B - P_{LOWER}$. If it is among these values (i.e., if both the step S70 and the conditions of 72 are satisfied), a flow will shift to Step S80. On the other hand, when there is no braking effort Y_i among these values, That is, when the conditions of Step S70 or either of 72 are not satisfied, it moves from a flow to Step S74, and Y_i and P_i are returned to the value (= previous value), i.e., the value before updating, before adding an adjusted value, clear [of the ΔY_i] is carried out to zero, and it moves from a flow to the following step S76. In Step S76, since clear is carried out to zero and the driving state of an opening and closing valve is not changed after the value of correction braking effort ΔY_i is assigned to ΔY_{li} as a part for next time, clear [of the pulse width T_{Pi}] is carried out to zero. The above step S70 and the contents of processing shown in 72, 74, and 76 are

performed by the microcomputer as a fluid pressure determination means. The lower limit PLOWER of the fluid pressure used in Step S72 is a value calculated in the last processing, and explains the method at the below-mentioned step S115.

[0037]Step S80 — increase — a flow branches with the numerals of volume ΔQ_i to the calculation steps S85 for a boost, and the calculation steps S82 for decompression. each step — increase — the driving time of an opening and closing valve is found by $**(\text{ing})$ volume ΔQ_i at the rate of flow from the formula (square root of the pressure differential before and behind a rate-of-flow $**$ orifice) of an orifice.

[0038]In Step S82, since the coefficient which the pressure differential before and behind an orifice is P_i , and is decided by the shape and the cross-section area of an orifice will be set to C_2 and the rate of flow can be found with $C_2 P^{1/2}$ if it considers that the fluid pressure of the low-pressure lead pipe 42 is 0, the pulse width T_P is calculable with a following formula (8).

Pulse width $T_P = \Delta Q_i / (C_2 \text{and} P_i^{1/2}) - t_2$ (8)

Here, since it is a dead time at the time of driving opening and closing valve 46floor line or 46FR and ΔQ_i is a negative value, $t_2 (>0)$ has added t_2 as a negative value. In Step S85, the pulse width T_P which makes opening and closing valve 44floor line or 44FR un-driving for a boost is calculated similarly. t_1 is a dead time of an opening and closing valve.

[0039]In Step S100, a pulse is outputted to the opening and closing valve used as a controlled object according to the updated pulse width T_P . the pulse (one pulse) which carries out the pulse width T_P time output of the pulse (off-pulse) for un-driving 44floor lines or 44FR when the numerals of the pulse width T_P are positive, and drives 46floor lines or 46FR when numerals are negative — the time output for the absolute value of the pulse width T_P — it carries out. When the pulse width T_P is 0, opening and closing valve 44floor line or 44FR is a driving output, and 46floor line or 46FR is taken as a non-driving state. However, it restricts, when the pulse width T_P updated this time is 0, and when the last pulse output is not completed, it continues until the last pulse output is completed.

[0040]The detailed flow of drawing 5 explains Step S110. When the presumed brake fluid pressure P_i calculated by this processing at Step S112 is below the presumed brake fluid pressure P_{li} calculated by the last processing in drawing 5. That is, when $P_i > P_{li}$ is not materialized, the counter PCNT is checked and it is judged whether beyond in the predetermined time PTIME, the state where the fluid pressure maximal value PPEAK was not updated continued. When $P_i > P_{li}$ will not be materialized in Step S114 beyond as for predetermined time if it is PCNT=0 namely, I hear that it is the time which should be updated, and a flow carries out down counting of this counter at Step S116, if it moves to Step S115 and PCNT=0 is not materialized. Let such predetermined time be time longer than the half cycle of the resonance frequency of the power transmission system from an engine to a driving wheel.

[0041]On the other hand, when the presumed brake fluid pressure P_i calculated by this processing at Step S112 is larger than the presumed brake fluid pressure P_{li} calculated by the last processing. It moves to Step S115, and a flow substitutes the presumed brake fluid pressure P_i for the fluid pressure maximal value PPEAK, updates the lower limit PLOWER of fluid pressure to the value which subtracted predetermined value DP from the fluid pressure maximal value PPEAK (PPEAK-DP), and initializes the counter PCNT by PTIME.

[0042]Although detection of the fluid pressure maximal value PPEAK in Step S115 is performed by the microcomputer 52 as a maximal value detection means. The microcomputer 52 as a fluid pressure determination means performs renewal of the lower limit of the fluid pressure in Step S115, and the lower limit of the updated fluid pressure is used at Step S72 in next processing here. Here, predetermined value DP is the value decided beforehand, and is an about [DP=0.05 Mg/KB] value.

[0043]Still more suitable slip control can be performed by making DP variable according to the slip condition (quantity expressed with the average value of a right-and-left driving wheel in order to eliminate the influence of the starting device 5) of a driving wheel. That is, since an unnecessary fluid pressure change can be prevented by being referred to as smaller predetermined value DP like drawing 9 if the absolute value of the difference of the average value of a right-and-left driving wheel and the average value of the right-and-left target speed of drive wheel is small, it is compatible in the prompt response and antihunting in slip control.

[0044]As mentioned above, in order according to the traction controller for vehicles of this invention to spend restriction on the decompression output after a boost by car-body-acceleration conversion from the fluid pressure maximal value as the fluid pressure lower limit set as the value (it is a sufficiently small value to about example of driving wheel acceleration 4-6g in hunting phenomena) small about 0.05g is also, If one of the two slows down suddenly, the hunting phenomena that another side will accelerate suddenly can be attenuated. On the other hand, in order to reduce the influence on the desired value flatness nature by these control input restrictions, Since fluid pressure upper limit is made into the generous value, while obtaining the impelling force of vehicles effectively, it is effective in the ability to attain suitably the original purpose of traction control that it is effective on safety, such as preventing spin. the maximal value of presumed brake fluid pressure — a predetermined value, since braking force control which moreover follows target driving wheel velocity without following only change of driving wheel velocity by carrying out predetermined time operation of the small lower limit restrictions can be performed. Hunting phenomena are controlled, the speed difference between driving wheels on either side is completed, and the effect that car body vibration can be prevented is acquired.

[0045]

[Effect of the Invention]The traction controller for vehicles of this invention detects the slip over the road surface of the right-and-left driving wheel generated at the time of start of vehicles or acceleration. In the traction controller which controls the brake fluid pressure over a driving wheel to right-and-left independence at the state of

application of pressure, decompression or maintenance either, and controlled the slip of the driving wheel based on the detection result. The target value generating means which generates independently the desired value of the speed of drive wheel higher than body speed to each of a driving wheel on either side. The fluid pressure calculating means which calculates the correction driving force for decreasing the absolute value of a deviation based on the deviation of the desired value of the speed of drive wheel, and the actual speed of drive wheel, and calculates a part for the fluid pressure increase and decrease for adjusting brake fluid pressure based on correction driving force further. A maximal value detection means to presume brake fluid pressure and to detect the maximal value of presumed fluid pressure, a value more nearly predetermined than the maximal value, since it is characterized by having a fluid pressure determination means to provide a small lower limit, to correct a part for fluid pressure increase and decrease so that presumed fluid pressure may not become below this lower limit, and to determine the output increase and decrease of fluid pressure. In order to spend restriction on the decompression output after a boost by car-body-acceleration conversion from the fluid pressure maximal value as the fluid pressure lower limit set as the value (it is a sufficiently small value to about example of driving wheel acceleration 4-6g in the above-mentioned hunting phenomena) small about 0.05g is also. If one of the two slows down suddenly, the hunting phenomena that another side will accelerate suddenly can be attenuated. Since fluid pressure upper limit is made into the generous value on the other hand in order to reduce the influence on the desired value flattery nature by these control input restrictions, while obtaining the impelling force of vehicles effectively, the original purpose of traction control that it is effective on safety, such as preventing spin, can be attained suitably.

[0046] Since it is characterized by changing the difference of the maximal value and a lower limit based on the absolute value of the difference of the average value of the speed of drive wheel of said right and left, and the average value of the desired value of the speed of drive wheel of a driving wheel on either side. Since it can limit to the control input of the narrower range when completed as a desired value by traction control, and an unnecessary fluid pressure change can be prevented, still more suitable traction control can be performed.

[0047] Since said maximal value determination means will be characterized by making presumed fluid pressure at that time into the maximal value of presumed fluid pressure if the state where a part for fluid pressure increase and decrease is not updated passes beyond in predetermined time. Since this fluid pressure lower limit is updated for a short time (below PTIME), a substantial control delay can be avoided to the decompression demand produced by rapid change of a situation, and more suitable traction control can be performed.

[0048] Since it is characterized by making said predetermined time into time longer than the half cycle of the resonance frequency of the power transmission system from an engine to said driving wheel, the influence on target flattery nature is more mitigable.

[Translation done.]

* NOTICES *

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

DESCRIPTION OF DRAWINGS

[Brief Description of the Drawings]

[Drawing 1]It is a figure showing the entire configuration of the front-wheel drive type vehicles with which the traction controller by this invention is applied.

[Drawing 2]It is an outline lineblock diagram of brake mechanism.

[Drawing 3]It is a flow chart which shows the brake-hydraulic-pressure-control routine in the embodiment of the traction controller by this invention.

[Drawing 4]It is a detail flowchart of Step S60 of the above-mentioned slip control routine.

[Drawing 5]It is a detail flowchart of Step S110 of the above-mentioned slip control routine.

[Drawing 6]It is the ratio of front wheel speed and the figure of the related example of a steering angle to body speed.

[Drawing 7]It is a figure of the example of the fluid pressure-volume characteristic of a system including a wheel cylinder and its piping.

[Drawing 8]They are a velocity ratio-torque ratio of a torque converter, and an example of the characteristic of a coefficient of electrostatic capacity.

[Drawing 9]It is a characteristic figure showing the relation of predetermined value DP to the average value of the speed of drive wheel on either side.

[Description of Notations]

50 A traction electronic control and 52 A microcomputer, 200 AT electronic control.

[Translation done.]

(51) Int.Cl.⁸
B 60 T 8/58

識別記号

F I
B 60 T 8/58

D

審査請求 未請求 請求項の数4 OL (全9頁)

(21)出願番号 特願平10-163804

(22)出願日 平成10年(1998)6月11日

(71)出願人 000006013

三菱電機株式会社

東京都千代田区丸の内二丁目2番3号

(72)発明者 山本 博明

兵庫県神戸市兵庫区浜山通6丁目1番2号

三菱電機コントロールソフトウェア株式
会社内

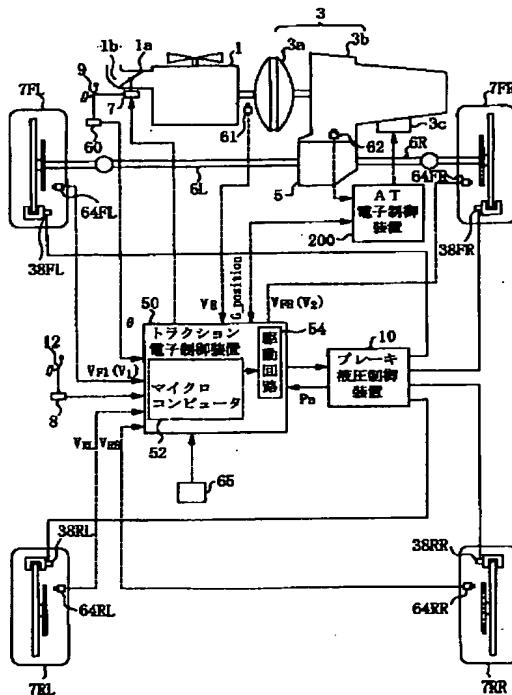
(74)代理人 弁理士 曾我 道照 (外6名)

(54)【発明の名称】車両用トラクション制御装置

(57)【要約】

【課題】 ブレーキ液圧を変化させると、差動装置を介して連結される駆動輪の一方が急減速し、他方が急加速して、ハンチング現象による車体振動が生じる。

【解決手段】 車体速度より高い駆動輪速の目標値を、左右の駆動輪のそれぞれに独立して生成する目標値生成手段と、駆動輪速の目標値と実際の駆動輪速との偏差に基づき、偏差の絶対値を減少させるための修正駆動力を演算し、さらに修正駆動力に基づき、ブレーキ液圧を調整するための液圧増減分を演算する液圧演算手段と、ブレーキ液圧を推定して推定液圧の極大値を検出すると共に、極大値より所定の値小さい下限値を設け、推定液圧が下限値以下にならないように液圧増減分を修正し、出力増減液圧を決定する液圧決定手段とを備える。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 車両の発進時または加速時に発生する左右駆動輪の路面に対するスリップを検出し、該検出結果に基づき、前記駆動輪に対するブレーキ液圧を加圧、減圧または保持のいずれかの状態に左右独立に制御して前記駆動輪のスリップを制御するようにしたトラクション制御装置において、

車体速度より高い駆動輪速の目標値を、左右の駆動輪のそれぞれに独立して生成する目標値生成手段と、

前記駆動輪速の目標値と実際の駆動輪速との偏差に基づき、該偏差の絶対値を減少させるための修正駆動力を演算し、さらに該修正駆動力に基づき、ブレーキ液圧を調整するための液圧増減分を演算する液圧演算手段と、前記ブレーキ液圧を推定して推定液圧の極大値を検出する極大値検出手段と、

前記極大値より所定の値小さい下限値を設け、前記推定液圧がこの下限値以下にならないよう前記液圧増減分を修正し、出力増減液圧を決定する液圧決定手段と、を備えることを特徴とする車両用トラクション制御装置。

【請求項2】 前記左右の駆動輪速の平均値と、前記左右の駆動輪の駆動輪速の目標値の平均値との差の絶対値に基づいて、前記極大値と前記下限値の差を変化させることを特徴とする請求項1に記載の車両用トラクション制御装置。

【請求項3】 前記極大値決定手段は、前記液圧増減分が更新されない状態が所定時間以上経過すると、そのときの推定液圧を推定液圧の極大値とすることを特徴とする請求項1に記載の車両用トラクション制御装置。

【請求項4】 前記所定時間を、エンジンから前記駆動輪に至る動力伝達系の共振周波数の半周期より長い時間としたことを特徴とする請求項1に記載の車両用トラクション制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、左右駆動輪の発進、加速時のスリップを制御する車両用トラクション制御装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】 駆動輪の路面に対するスリップが過大になるのを防止することは、車両の推進力を効果的に得る上で、またスピンを防止する等安全性の上で効果的である。そして、駆動輪のスリップを防止するためには、スリップの原因となる駆動輪の正味駆動トルクを減少させねばよいことになる。この種のトラクション制御を行うものは、例えば特許公報第2502982号の従来技術で開示しているように正味駆動トルクの調整に、制動力のみを調整するによるものや、エンジン発生トルクの調整と制動力の調整を併用するものが例示されている。

【0003】

【発明が解決しようとする課題】 ところで、駆動輪に対するブレーキ液圧の制御に関してみれば、一般に車体速度に関連した複数の閾値の設定によって、駆動輪の車輪速度を複数の速度域に区分し、駆動輪速度が現在どの速度域に属するかを検出すると共に、この駆動輪速度が加速状態にあるか減速状態にあるかを検出し、これらの検出結果に基づいて、その駆動輪に対するブレーキ液圧の加圧、減圧、保持の制御を行うのが普通である。しかしながら、このような駆動輪の挙動に依存してブレーキ液圧を加圧、減圧、保持する従来の制御装置においては、左右の駆動輪は差動装置を介して連結されているので、ブレーキ液圧を変化させることにより、一方が急減速すると他方が急加速してしまうというハンチング現象が生じて、左右の駆動輪間に大きな速度差が短時間に繰り返し発生するため、車体に振動が発生するという課題があった。

【0004】 本発明は、従来のトラクション制御装置における上述の如き課題を解決するためになされたものであり、本発明は、上記のようなハンチング現象により生じる車体の振動を防止することのできる車両用トラクション制御装置を提供することを目的とする。

【0005】

【課題を解決するための手段】 この発明の車両用トラクション制御装置は、車両の発進時または加速時に発生する左右駆動輪の路面に対するスリップを検出し、検出結果に基づき、駆動輪に対するブレーキ液圧を加圧、減圧または保持のいずれかの状態に左右独立に制御して駆動輪のスリップを制御するようにしたトラクション制御装置において、車体速度より高い駆動輪速の目標値を、左右の駆動輪のそれぞれに独立して生成する目標値生成手段と、駆動輪速の目標値と実際の駆動輪速との偏差に基づき、偏差の絶対値を減少させるための修正駆動力を演算し、さらに修正駆動力に基づき、ブレーキ液圧を調整するための液圧増減分を演算する液圧演算手段と、ブレーキ液圧を推定して推定液圧の極大値を検出する極大値検出手段と、極大値より所定の値小さい下限値を設け、推定液圧がこの下限値以下にならないよう液圧増減分を修正し、出力増減液圧を決定する液圧決定手段とを備えることを特徴とする。

【0006】 また、前記左右の駆動輪速の平均値と、左右の駆動輪の駆動輪速の目標値の平均値との差の絶対値に基づいて、極大値と下限値の差を変化させることを特徴とする。

【0007】 また、前記極大値決定手段は、液圧増減分が更新されない状態が所定時間以上経過すると、そのときの推定液圧を推定液圧の極大値とすることを特徴とする。

【0008】 また、前記所定時間を、エンジンから前記駆動輪に至る動力伝達系の共振周波数の半周期より長い時間としたことを特徴とする。

【0009】

【発明の実施の形態】実施の形態1. 以下に添付の図を参照しつつ、本発明を実施の形態1について詳細に説明する。図1は、本発明によるトラクション制御装置が適用される前輪駆動型の車両の全体の構成を示す図である。図1に示すように、この車両においては左右の前輪7FL、7FRが駆動輪、左右の後輪7RL、7RRが従動輪とである。車体前部に搭載されたエンジン1の駆動トルクが、トルクコンバータ3aと遊星歯車式変速ギヤ機構3bと変速液圧制御装置3cを含む自動変速機3(以下ATと称す)から差動装置5および左右の前輪駆動軸6L、6Rを介して左右の前輪7FL、7FRに伝達される。

【0010】エンジン1の吸気管1bには、アクセルペダル9と連動するように連結されたスロットル弁1aが配設されている。また、エンジン1周辺には、スロットル弁1aの開度θを検出するスロットル開度センサ60と、エンジン1の出力回転速度を検出するためのエンジン回転速度センサ61とを備えている。各車輪の周辺には、各車輪の回転速度を検出するための車輪速センサ64FL、64FR、64RLおよび64RRと、各車輪の制動力を調整するための液圧アクチュエータであるホイールシリング38FL、38FR、38RL、38RRを備えている。

【0011】トラクション電子制御装置50は、マイクロコンピュータ52と駆動回路54により成っており、マイクロコンピュータ52は図1には詳細に示されていないが、例えば、中央処理ユニット(CPU)、リードオンメモリ(ROM)、ランダムアクセスメモリ(RAM)および出入力ポート装置を有し、これらが双方向性のコモンバスにより互いに接続された一般的な構成のものであってもよい。

【0012】マイクロコンピュータ52の出入力ポート装置には、アクセルペダル位置センサ60で検出されるアクセルペダル位置Ap、エンジン回転速度センサ61で検出されるエンジン回転速度VE、車輪速センサ64FL～64RRで検出され、それぞれ左右前輪および左右後輪の車輪速を示す信号VFL～VRR、操舵角センサ65で検出される操舵角を示す信号δ、圧力センサ66で検出されるアクチュレータ36内の圧力を示す信号Pa、および、ブレーキペダル12に連動してオン・オフするブレーキスイッチ8のブレーキ信号SB(SB=1で踏込み、SB=0で非踏込み状態)が入力されるようになっている。また、スロットル駆動機構7にスロットル開度調整出力がされるようになっている。

【0013】また、マイクロコンピュータ52のROMは、後述の制御フローおよびマップを記憶しており、CPUは上述の種々のセンサによって検出されたパラメータに基づき、後述の如く種々の演算を行って、エンジンのスロットル駆動機構7を駆動してエンジンの出力を調

整し、車体速度より高い駆動輪速の目標値としての目標回転速度Vtiを左右の駆動輪についてそれぞれ演算し、左右の目標回転速度Vtiの平均値と左右の駆動輪の実際の回転速度Viの平均値が一致するようエンジン制御をする。そして、左右駆動輪のブレーキ液圧を調整して、左右の駆動輪Vi(以下サフィックスiで表わし i=1で左駆動輪を i=2で右駆動輪を表わす)の目標回転速度Vtiと実回転速度Viが一致するよう左右独立でブレーキ液圧制御をしている。

【0014】いずれかの目標回転速度Vtiと実回転速度Viの差(=偏差)が所定値より大きくなると、左右の駆動輪について独立にトラクション制御を開始し、路面に対する左右駆動輪のスリップがともに所定値以下になると、トラクション制御を終了する。また、ブレーキスイッチ8が作動すると、トラクション制御は直ちに終了するようになっている。

【0015】図2は制動装置の構成を概略的に示す図である。図2において、制動装置10は、運転者によるブレーキペダル12の踏み込み操作に応答してブレーキオイルを第1のポート14aおよび第2のポート14bより圧送するマスタシリング14を備える。第1のポート14aは、前輪用のブレーキ液圧制御導管16により、左右前輪用のブレーキ液圧制御装置18および20に接続され、第2のポート14bは、途中にプロポーショナルバルブ22を有する後輪用のブレーキ液圧制御導管24により、左右後輪用のブレーキ液圧制御装置26および28に接続されている。

【0016】また、制動装置10は、リザーバ30に貯容されたブレーキオイルを汲み上げ、高圧のオイルとして高圧導管32へ供給するオイルポンプ34を備えている。高圧導管32は、各ブレーキ液圧制御装置18、20、26、28に接続され、また、その途中にはアクチュレータ36が接続されている。

【0017】各ブレーキ液圧制御装置18、20、26、28は、それぞれに対応する車輪に対する制動力を制御するホイールシリング38FL、38FR、38RL、38RR、3ポート2位置切換え型の電磁式の制御弁40FL、40FR、40RL、40RR、リザーバ30に接続された低圧導管42と高圧導管32との間に設けられた常開型の電磁式の開閉弁44FL、44FR、44RL、44RR、および、常閉型の電磁式の開閉弁46FL、46FR、46RL、46RRを備える。

【0018】開閉弁44FL、44FR、44RL、44RRと、開閉弁46FL、46FR、46RL、46RRとの間をそれぞれ接続する高圧導管32は、接続導管48FL、48FR、48RL、48RRにより、制御弁40FL、40FR、40RL、40RRに接続されている。なお、ホイールシリング38FL、38FR、38RL、38RRは説明の都合上、図2にも記載

しているが、実際の装着位置は、図1に示す位置である。

【0019】制御弁40FLおよび40FRは、第1の位置および第2の位置で切り替わるようになっており、第1の位置にあるときは、それぞれ前輪用のブレーキ液圧制御導管16とホイールシリンダ38FLおよび38FRとを連通すると共に、ホイールシリンダ38FLおよび38FRと接続導管48FLおよび48FRとを遮断し(図示の位置)、第2の位置にあるときは、ブレーキ液圧制御導管16とホイールシリンダ38FLおよび38FRとを遮断すると共に、ホイールシリンダ38FLおよび38FRと接続導管48FLおよび48FRとを連通する。

【0020】同様に、制御弁40RLおよび40RRは、第1の位置にあるときは、それぞれ後輪用のブレーキ液圧制御導管24とホイールシリンダ38RLおよび38RRとを連通すると共に、ホイールシリンダ38RLおよび38RRと接続導管48RLおよび48RRとを遮断するが、第2の位置にあるときは、ブレーキ液圧制御導管24とホイールシリンダ38RLおよび38RRとを遮断すると共に、ホイールシリンダ38RLおよび38RRと接続導管48RLおよび48RRとを連通する。

【0021】従って、制御弁40FL、40FR、40RL、40RRが第1の位置にあるときは、ブレーキペダル12を踏み込むことによってマスターシリンダ14内のブレーキオイルに発生する圧力が、ホイールシリンダ38FL、38FR、38RL、38RRに伝達され、ブレーキペダルの踏力に応じた制動力を得ることができる。

【0022】また、制御弁40FL、40FR、40RL、40RRが第2の位置にあるとき、開閉弁44FL、44FR、44RL、44RRが開状態に制御されると共に、開閉弁46FL、46FR、46RL、46RRが閉状態に制御されると(図示の状態)、ホイールシリンダ38FL、38FR、38RL、38RRは、制御弁40FL、40FR、40RL、40RRおよび接続導管48FL、48FR、48RL、48RRを介して高圧導管32と連通され、これによりホイールシリンダ内の圧力が増圧される。

【0023】逆に、制御弁40FL、40FR、40RL、40RRが第2の位置ある状況において、開閉弁44FL、44FR、44RL、44RRが閉弁されると共に、開閉弁46FL、46FR、46RL、46RRが開弁されると、ホイールシリンダ38FL、38FR、38RL、38RRは、制御弁40FL、40FR、40RL、40RRおよび接続導管48FL、48FR、48RL、48RRを介して低圧導管42と連通され、これによりホイールシリンダ内の圧力が減圧される。

【0024】更に、制御弁40FL、40FR、40RL、40RRが第2の位置にある状況において、開閉弁44FL、44FR、44RL、44RRおよび開閉弁46FL、46FR、46RL、46RRが共に閉弁されると、ホイールシリンダ38FL、38FR、38RL、38RRは、高圧導管32および低圧導管42の何れとも遮断され、これによりホイールシリンダ38FL、38FR、38RL、38RR内の圧力がそのまま保持される。

10 【0025】以上より、制動装置10は、制御弁40FL、40FR、40RL、40RRが第1の位置にあるときには、ホイールシリンダ38FL、38FR、38RL、38RRにより運転者によるブレーキペダル12の踏み込み量に応じた制動力を発生するが、制御弁40FL、40FR、40RL、40RRの何れかが第2の位置にあるときには、当該車輪の開閉弁44FL、44FR、44RL、44RRおよび開閉弁46FL、46FR、46RL、46RRを開閉制御することにより、ブレーキペダル12の踏み込み量および他の車輪の制動力に拘わらず、その車輪の制動力を制御できるようになっている。

【0026】トラクション電子制御装置50により、トラクション制御の開始処理として、ポンプ34を駆動し、液圧回路をトラクション制御用に切替えるため、開閉弁44FL、44FRを駆動し、制御弁40FL、40FRも駆動する。また、トラクション制御の終了処理として、ポンプ34を非駆動とし、液圧回路を通常に戻すために、開閉弁46FL、46FRを非駆動とし、制御弁40FL、40FRを非駆動とし、続いて開閉弁44FL、44FRも非駆動とする。トラクション制御中の制御弁40FL、40FR、40RL、40RR、開閉弁44FL、44FR、44RL、44RR、および、開閉弁46FL、46FR、46RL、46RRは、後に詳細に説明する如くトラクション電子制御装置50により制御される。

【0027】次に、図3に示されたフローチャートを参照して、この発明の実施の形態1に係るブレーキ液圧制御の詳細について説明する。図3は、この発明の実施の形態1に係る車両用トラクション制御装置の制御内容を概略的に示すフローチャートである。なお、図3に示されたフローチャートによる制御は、図示しないイグニッシュションスイッチの閉成により開始され、所定の時間毎に繰り返し実行されるものである。

【0028】また、以下の説明においては、図3の他に図4ないし図6を用いる。ここに、図4は、図3に示すフローチャートのステップS60の内容を詳細に示すフローチャートである。図5は、図3に示すフローチャートのステップS110の処理内容を詳細に示すフローチャートである。図6は、車体速度に対する前輪速の比と、操舵角の関係を例示する特性図である。図7は、ホ

イールシリンダとその配管を含む系における液圧と液量と関係を例示する特性図である。図8は、トルクコンバータの速度比とトルク比および容量係数の関係を例示する特性図である。図9は、左右の駆動輪速の平均値に対する所定値D Pの関係を表す特性図である。

【0029】まず、図3において、ステップS10では、上述した各センサが検出する信号、および、AT電*

$$V_{ti} = \text{MAX} \{ VB \cdot g(\delta) / (1 - \lambda d), V_{tmin} \} \quad (1)$$

ここで、VBは車速であり、従動輪速の平均値= $(VR + VRR) / 2$ として表される。 λd は目標スリップ率であり、数値例は $\lambda d = 0.2$ である。 $g(\delta)$ は、操舵されたときの内外前輪の車速に対する比率であり、操舵角 δ の関数で車両のほぼ幾何学的な形状で決まる図6に示すような特性である。 $\text{MAX} \{ x, y \}$ は引数 x, y のうち、いずれか大きい方が選択される関数を表しており、VBが0に近い値でも V_{ti} が一定以上の値※

$$\Delta Y_i = K_I * E_i + K_P * (E_i - E_{li}) + TD * (V_i - V_{li}) + \Delta Y_{li} \quad (3)$$

ここで、 E_{li} 、 V_{li} 、 ΔY_{li} は、それぞれ前回の処理において演算された E_i 、 V_i 、 ΔY_i に対応する値であり、 K_I 、 K_P 、 TD はそれぞれ重み付けの定数を表わす。

【0032】ステップS50では、制動力 Y_i の上限値YUPPERを演算する。まず駆動力 T_d は次式(4)で演算される。

$$T_d = G_j K_t K_c (V_E)^2 \quad (4)$$

ここで、Mは車両の質量、rはタイヤ有効半径、gは重力加速度、 β は道路勾配、 μ_r タイヤ転がり抵抗係数である。車両加速度 α は、左右従動輪速度の平均値の時間微分値とし算出する。道路勾配 β は不明であるが、 $g (sin \beta + \mu_r)$ の最尤値を0.1gとし、左右駆動輪の制動力比率を $Y_1 / Y_2 = 0.5$ として制動力上限☆

$$YUPPER = \{ T_d - M (\alpha + 0.1g) / r \} / 2 \quad (7)$$

【0034】ステップS60においては、ステップS40で演算された修正制動力 ΔY_i を得るために、開閉弁44FL、または、46FL、44FR、または、46RRを駆動する時間(パルス幅)であるパルス幅 $T_P i$ を演算する。図4は、ステップS60における制御内容を示すフローチャートである。図4において、ステップS61では開閉弁の応動の限界から ΔY_i の絶対値が最低値 ΔY_{min} 以上であるかどうかをチェックし、 ΔY_i の絶対値が ΔY_{min} 未満であれば、フローはステップS76に進行し、 ΔY_i の絶対値が ΔY_{min} 以上であれば、フローはステップS65に進行する。ステップS65では、次回への繰り返しである ΔY_{li} を $\Delta Y_{li} = 0$ にして、修正制動力 ΔY_i をいわゆるブレーキ効力係数 K_B で除することで、ホイールシリンダ圧の液圧増減分としての(この場合は増圧分) ΔP_i に変換する。なお、ステップS30、40、50、60における

* 子制御装置200より送信された変速段信号 $G_{position}$ 等の信号の読み込みが行われる。ステップS20では、目標値生成手段としてのマイクロコンピュータ52により、次式(1)に従って左右独立の目標車輪速 V_{ti} が演算される。なお、上述したように、サフィックス i は、 $i = 1$ で左駆動輪を、 $i = 2$ で右駆動輪を表わす。

$$V_{ti} = \text{MAX} \{ VB \cdot g(\delta) / (1 - \lambda d), V_{tmin} \} \quad (1)$$

※になるようにしてある。

【0030】ステップS30では、目標車輪速 V_{ti} と実車輪速 V_i の偏差 E_i は次式(2)で定義される演算を行う。

$$E_i = V_i - V_{ti} \quad (2)$$

【0031】ステップS40では、偏差 E_i に基づき、 V_i を V_{ti} に一致させるための修正制動力 ΔY_i を次式(3)に従って演算する。

$$\Delta Y_i = K_I * E_i + K_P * (E_i - E_{li}) + TD * (V_i - V_{li}) + \Delta Y_{li} \quad (3)$$

★ここで、 G_j は変速段が j 速のときのトルコン3aの出力から駆動輪までの減速比、トルク比 K_t 、容量係数 K_c は図8に示すトルコンの特性で、ここでの速度比 e は次式(5)で計算する。

$$e = V_E / \{ 0.5 (V_1 + V_2) G_j \} \quad (5)$$

【0033】加速中の車両では、駆動輪制動力 Y と駆動輪駆動力 T_d と車両加速度 α の関係は駆動輪の加速度項を無視すると次式(6)で近似できる。

$$Y_1 + Y_2 = T_d - M (\alpha + g (sin \beta + \mu_r)) / r \quad (6)$$

☆値YUPPERを次式(7)で算出し、この上限値でも駆動輪スリップが押さえきれない場合は一時的に上限値を大きくするといわゆる適応制御を行う。なお、車両の前後加速度センサがあれば、(このセンサの値) $\approx \alpha + g \sin \beta$ で表せるので、より精度の高い制動力上限値が設定できる。

$$YUPPER = \{ T_d - M (\alpha + 0.1g) / r \} / 2 \quad (7)$$

制御処理は、液圧演算手段に行われるものである。

【0035】次に、図8に示すブレーキ系統の液圧に対する液量の特性 $f(P)$ から、増圧分 ΔP_i に対応する増液量 ΔQ_i を求め、以下の計算のために、 P_i の値を P_{li} に代入した後、 P_i の値を $P_i + \Delta P_i$ に更新し($P_i = P_i + \Delta P_i$)、 Y_i についても同様の更新処理を行い($Y_i = Y_i + \Delta Y_i$)、フローはステップS70に移行する。

【0036】ステップS70では、制動力 Y_i とその上限値YUPPERの間に $Y_i < YUPPER$ が成立するかどうかが判定され、ステップS72では、制動力 Y_i とその下限値 $K_B \cdot PLOWER$ の間に $Y_i > K_B \cdot PLOWER$ が成立するかどうかが判定される。即ち、これらのステップでは、制動力 Y_i とその上限値YUPPERと下限値 $K_B \cdot PLOWER$ の間にあるかどうかがチェックされることになる。これらの値の間にあれば、

即ち、ステップS70および72の条件が共に成立すれば、フローはステップS80に移行する。一方、制動力 Y_i がこれらの値の間にない場合は、即ち、ステップS70または72のいずれかの条件が成立しないときは、フローはステップS74に移り、 Y_i および P_i は修正値を加算する前の値、即ち、更新前の値（=前回値）に戻され、 ΔY_i は0にクリヤされ、フローは次のステップS76に移る。ステップS76では、修正制動力 ΔY_i の値は、次回分として ΔY_{1i} に代入された後、0にクリヤされ、開閉弁の駆動状態は変更しないので、パルス幅 TP_i も0にクリヤされる。以上のステップS70、72、74および76に示す処理内容は、液圧決定手段としてのマイクロコンピュータによって行われるものである。また、ステップS72において用いる液圧の*

$$\text{パルス幅 } TP_i = \Delta Q_i / (C_2 \cdot P_i^{1/2}) - t_2 \quad (8)$$

ここで、 t_2 (> 0) は、開閉弁46FLまたは46FRを駆動する際の無駄時間であり、 ΔQ_i が負の値であるため t_2 を負の値として加算してある。ステップS85においても同様にして、増圧のために開閉弁44FLまたは44FRを非駆動にするパルス幅 TP_i を計算する。 t_1 は開閉弁の無駄時間である。

【0039】ステップS100においては、更新されたパルス幅 TP_i に従って、制御対象となる開閉弁にパルスを出力する。パルス幅 TP_i の符号が正の場合は44FLまたは44FRを非駆動のためのパルス（オフ・パルス）をパルス幅 TP_i 時間出力し、符号が負の場合は46FLまたは46FRを駆動するパルス（オン・パルス）をパルス幅 TP_i の絶対値分の時間出力する。パルス幅 TP_i が0である場合は、開閉弁44FLまたは44FRは駆動出力で、46FLまたは46FRは非駆動状態とする。ただし、今回更新されたパルス幅 TP_i が0である場合に限り、前回のパルス出力が終了していない場合は、前回のパルス出力が終了するまで続行する。

【0040】ステップS110は、図5の詳細フローで説明する。図5において、ステップS112で今回の処理で演算された推定ブレーキ液圧 P_i が、前回の処理で演算された推定ブレーキ液圧 P_{1i} 以下である場合は、即ち、 $P_i > P_{1i}$ が成立しない場合は、カウンタPCNTをチェックし、液圧極大値PPEAKが更新されない状態が所定時間PTIME以上連続したかどうかを判断する。ステップS114において、 $PCNT = 0$ であれば、即ち、 $P_i > P_{1i}$ が所定時間以上成立していない場合は、更新すべき時間であるということで、フローはステップS115に移り、また、 $PCNT = 0$ が成立しなければ、ステップS116でこのカウンタをダウンカウントする。なお、このような所定時間は、エンジンから駆動輪に至る動力伝達系の共振周波数の半周期より長い時間とする。

【0041】一方、ステップS112で今回の処理で演算された推定ブレーキ液圧 P_i が、前回の処理で演算さ

* 下限値 $LOWER$ は、前回の処理において演算された値であり、その方法は、後述のステップS115で説明する。

【0037】ステップS80では、増液量 ΔQ_i の符号により、フローは増圧用計算ステップS85と減圧用計算ステップS82に分岐する。それぞれのステップでは、増液量 ΔQ_i をオリフィスの式（流速×オリフィス前後の圧力差の平方根）からの流速で除することで開閉弁の駆動時間を求める。

10 【0038】ステップS82では、低圧導管42の液圧を0とみなすとオリフィス前後の圧力差は P_i で、オリフィスの形状・断面積で決まる係数を C_2 として流速は $C_2 P_i^{1/2}$ と求まるので、パルス幅 TP_i は、次式（8）で計算できる。

$$TP_i = (C_2 \cdot P_i^{1/2}) - t_2 \quad (8)$$

れた推定ブレーキ液圧 P_{1i} より大きい場合は、フローはステップS115に移り、推定ブレーキ液圧 P_i を液圧極大値PPEAKに代入し、液圧の下限値 $LOWER$ を液圧極大値PPEAKから所定値DPを減算した値に更新し（PPEAK- DP ）、カウンタPCNTをPTIMEで初期化する。

【0042】なお、ステップS115における液圧極大値PPEAKの検出は、極大値検出手段としてのマイクロコンピュータ52によって行われるものであるが、ステップS115における液圧の下限値の更新は、液圧決定手段としてのマイクロコンピュータ52が行うものであり、ここで、更新された液圧の下限値は、次回の処理におけるステップS72で用いられるものである。ここで、所定値DPは予め決められた値であり、 $DP = 0$ 。

30 0.5Mg/KB程度の値である。

【0043】また、駆動輪のスリップ状態（作動装置5の影響を排除するため左右駆動輪の平均値で表す量）に応じてDPを可変とすることでさらに好適なスリップ制御ができる。即ち、図9のように、左右駆動輪の平均値と左右目標駆動輪速の平均値の差の絶対値が小さければ、より小さい所定値DPとすることで、不必要的液圧変動を防止できるので、スリップ制御における速やかな応答性とハンチング防止を両立できる。

【0044】以上、この発明の車両用トラクション制御装置によれば、液圧極大値より車体加速度換算で0.05g程度小さい値（ハンチング現象での駆動輪加速度例4~6g程度に対して十分小さい値）に設定された液圧下限値でもって、増圧後の減圧出力に制限を掛けるため、片方が急減速すると他方が急加速してしまうというハンチング現象を減衰させることができる。一方、この操作量制限による目標値追従性への影響を軽減するために、液圧上限値を余裕のある値としているので、車両の推進力を効果的に得るとともに、スピンを防止する等安全性の上で効果的であるというトラクション制御の本来の目的を好適に達成できるという効果がある。また、推

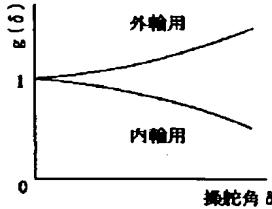
定ブレーキ液圧の極大値より所定値小さい下限値制限を所定時間実施することにより駆動輪速度の変動のみに応動しないでしかも目標駆動輪速度に追従する制動力制御を行うことができるので、ハンチング現象を抑制して左右の駆動輪間の速度差を収束させ、車体振動を防止できるという効果が得られる。

【0045】

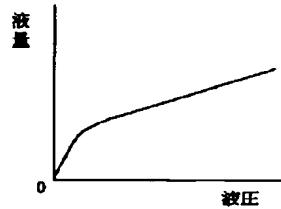
【発明の効果】この発明の車両用トラクション制御装置は、車両の発進時または加速時に発生する左右駆動輪の路面に対するスリップを検出し、検出結果に基づき、駆動輪に対するブレーキ液圧を加圧、減圧または保持のいずれかの状態に左右独立に制御して駆動輪のスリップを制御するようにしたトラクション制御装置において、車体速度より高い駆動輪速の目標値を、左右の駆動輪のそれぞれに独立して生成する目標値生成手段と、駆動輪速の目標値と実際の駆動輪速との偏差に基づき、偏差の絶対値を減少させるための修正駆動力を演算し、さらに修正駆動力に基づき、ブレーキ液圧を調整するための液圧増減分を演算する液圧演算手段と、ブレーキ液圧を推定して推定液圧の極大値を検出する極大値検出手段と、極大値より所定の値小さい下限値を設け、推定液圧がこの下限値以下にならないよう液圧増減分を修正し、出力増減液圧を決定する液圧決定手段と、を備えることを特徴とするので、液圧極大値より車体加速度換算で0.05g程度小さい値（上記ハンチング現象での駆動輪加速度例4~6g程度に対して十分小さい値）に設定された液圧下限値でもって、増圧後の減圧出力に制限を掛けるため、片方が急減速すると他方が急加速してしまうというハンチング現象を減衰させることができる。一方、この操作量制限による目標値追従性への影響を軽減するためには、液圧上限値を余裕のある値としているので、車両の推進力を効果的に得るとともに、スピニを防止する等安全性の上で効果的であるというトラクション制御の本来の目的を好適に達成できる。

【0046】また、前記左右の駆動輪速の平均値と、左右の駆動輪の駆動輪速の目標値の平均値との差の絶対値に基づいて、極大値と下限値の差を変化させることを特*

【図6】



【図7】



* 徵とするので、トラクション制御が目標値に収束しつつある場合はより狭い範囲の操作量に限定できるため、不必要的液圧変動を防止できるので更に好適なトラクション制御を行うことができる。

【0047】また、前記極大値決定手段は、液圧増減分が更新されない状態が所定時間以上経過すると、そのときの推定液圧を推定液圧の極大値とすることを特徴とするので、この液圧下限値を短時間（PTIME以下）で更新することにしているため急激な状況の変化により生じる減圧要求に対しては実質的な制御遅れを回避できより好適なトラクション制御を行うことができる。

【0048】また、前記所定時間を、エンジンから前記駆動輪に至る動力伝達系の共振周波数の半周期より長い時間としたことを特徴とするので、目標追従性への影響をより軽減することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明によるトラクション制御装置が適用される前輪駆動型の車両の全体構成を示す図である。

【図2】 制動装置の概略構成図である。

【図3】 本発明によるトラクション制御装置の実施の形態におけるブレーキ液圧制御ルーチンを示すフローチャートである。

【図4】 上記スリップ制御ルーチンのステップS60の詳細フローチャートである。

【図5】 上記スリップ制御ルーチンのステップS110の詳細フローチャートである。

【図6】 車体速度に対する前輪速の比と操舵角の関係例の図である。

【図7】 ホイールシリンダとその配管を含む系の液圧-液量特性例の図である。

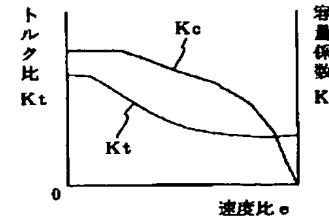
【図8】 トルクコンバータの速度比-トルク比、容量係数の特性例である。

【図9】 左右の駆動輪速の平均値に対する所定値DPの関係を表す特性図である。

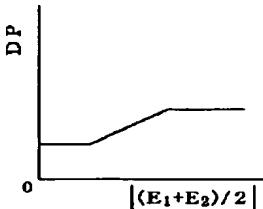
【符号の説明】

50 トラクション電子制御装置、52 マイクロコンピュータ、200 AT電子制御装置。

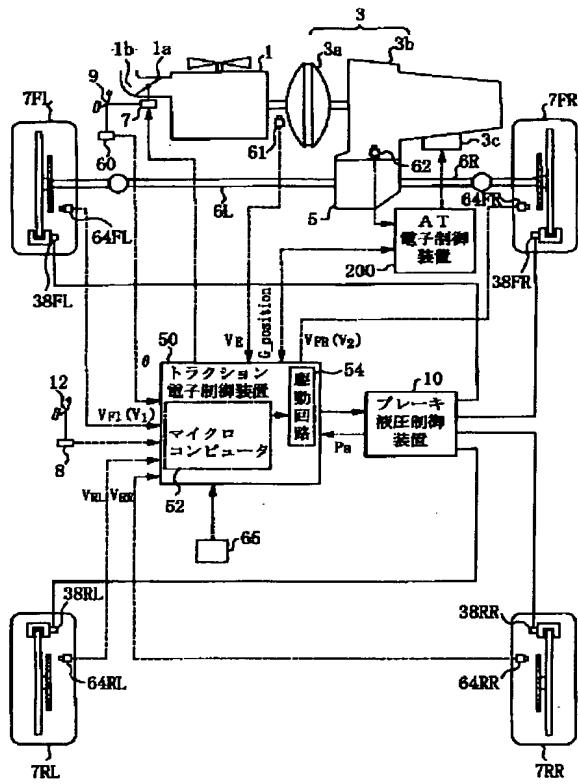
【図8】



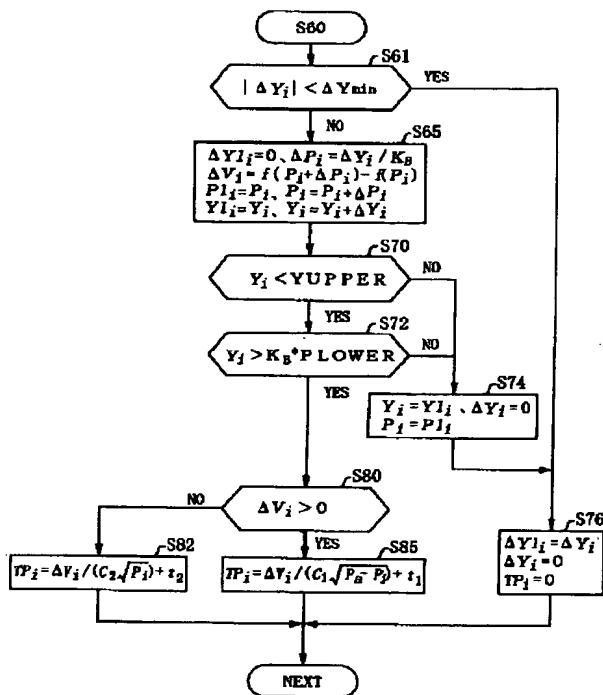
【図9】



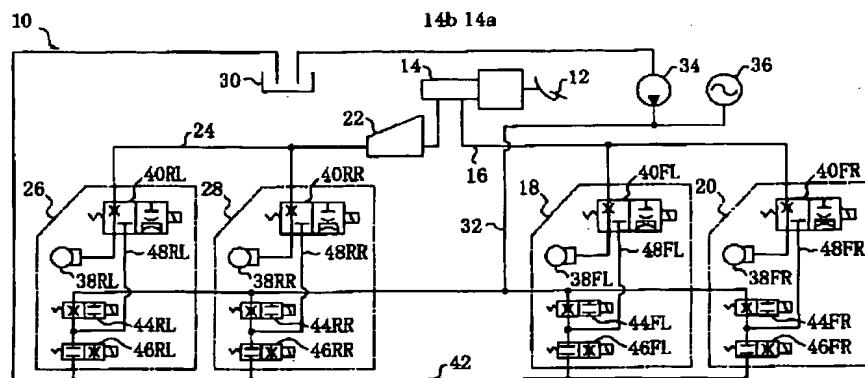
【図1】



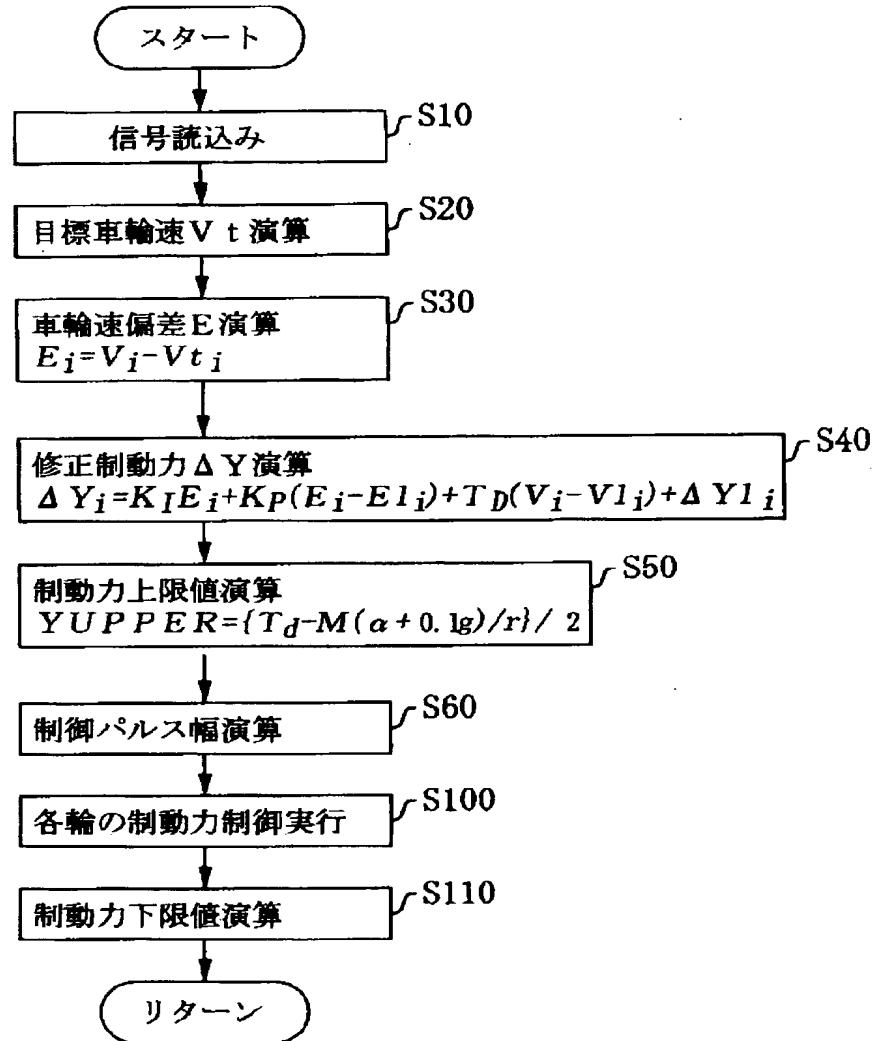
【図4】



【図2】



【図3】



【図5】

